



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

NÁVRH VÝMĚNÍKU TEPLA

HEAT EXCHANGER DESIGN

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Vojtěch Palyza

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Filip Toman

BRNO 2021

Zadání bakalářské práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Vojtěch Palyza**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Filip Toman**
Akademický rok: 2020/21

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Návrh výměníku tepla

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Výměníky tepla jsou základní jednotkou jakékoli energetické či procesní technologie. Pochopení principu přestupu tepla a návrhu výměníku patří mezi základní energetické dovednosti. Obsahem bakalářské práce bude návrh tepelného výměníku pro využití zbytkové energie spalin ze spalování plynu pro ohřev spalovacího vzduchu.

Cíle bakalářské práce:

- rešerše výměníků tepla,
- tepelný a hydraulický výpočet,
- základní konstrukční výkres.

Seznam doporučené literatury:

STEHLÍK, Petr, Josef KOHOUTEK a Jan NĚMČANSKÝ. Tepelné pochody: Výpočet výměníku tepla. Brno: VUT, 1991. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-0363-2.

KUPPAN, Thulukkanam. Heat exchanger design handbook. New York: Marcel Dekker, 2000. Mechanical engineering (Marcel Dekker, Inc.). ISBN 0-8247-9787-6.

HEWITT, Geoffrey Frederick: Heat Exchanger Design Handbook 2008, Begell House, New York, 2008. ISBN: 978-1-56700-259-1

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato závěrečná práce pojednává o návrhu tepelného výměníku spaliny – vzduch. Je tvořena z rešerše, tepelného a hydraulického výpočtu a je přiložen základní návrhový výkres.

Klíčová slova

Tepelný výměník, energetický ústav, spaliny, vzduch, přenos tepla

ABSTRACT

The purpose of this bachelor thesis is to propose a design of a flue gas – air heat exchanger. Based on theoretical knowledge and thermal and hydraulic calculations a basic design is presented.

Key words

Heat exchanger, energy institute, flue gas, air, heat transfer

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

PALYZA, Vojtěch. *Návrh výměníku tepla*. Brno, 2021. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Ing. Filip Toman.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma **Návrh výměníku tepla** vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

.....
Datum

Vojtěch Palyza

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto Ing. Filipu Tomanovi za cenné připomínky a rady, které mi poskytl při vypracování závěrečné práce.

OBSAH

ÚVOD.....	11
1 Tepelné výměníky	12
1.1 Rozdělení	12
1.1.1 Rozdělení dle konstrukce [4].....	12
1.1.2 Rozdělení dle přenosu tepla [1].....	12
1.1.3 Rozdělení dle směru toku médií [1] [2]	12
1.1.4 Rozdělení dle pracovního pochodu [2] [4].....	13
1.1.5 Rozdělení dle použití [2] [4]	13
1.2 Základní požadavky	13
1.2.1 Požadavky na výměník [2].....	13
1.2.2 Požadavky na teplonosné látky(média).....	14
1.3 Trubkové výměníky	14
1.3.1 Dvoutrubkový výměník.....	14
1.3.2 Plášťový trubkový výměník	15
1.4 Geometrické parametry trubek výměníků	16
1.4.1 Uspořádání trubek	16
1.4.2 Průměr trubek	17
1.4.3 Tloušťka trubky	17
1.4.4 Délka trubky	17
2 Stechiometrický výpočet	18
2.1 Zadané hodnoty.....	18
2.2 Množství a složení spalín.....	18
2.3 Základní vlastnosti spalín	20
2.4 Tepelná bilance	23
2.5 Základní vlastnosti ohřívaného spalovacího vzduchu	24
3 Návrh výměníku	25
3.1 Geometrie trubek	25
3.2 Přestup tepla v trubkovém prostoru	25
3.3 Přestup tepla v mezitrubkovém prostoru	27
3.4 Součinitel prostupu tepla	28
3.5 Výkon výměníku.....	28
3.6 Tlakové ztráty	29
3.6.1 Tlakové ztráty v trubkovém prostoru	29
3.6.2 Tlakové ztráty v mezitrubkovém prostoru	30
3.7 Celkové konstrukční řešení.....	32
ZÁVĚR.....	33
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ.....	34
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK.....	35
SEZNAM OBRÁZKŮ	37
SEZNAM TABULEK	38
SEZNAM PŘÍLOH	39

ÚVOD

Tato práce pojednává o návrhu výměníku tepla s teponosnými médii spaliny – vzduch. Nejprve seznámí čtenáře s různými typy tepelných výměníků, jejich využitím, konstrukčním řešením a požadavky na výměníky. Z důvodu zaměření této práce budou blíže popsány trubkové výměníky. Ve výpočetní části je popsán podrobný stechiometrický výpočet, který definuje vlastnosti jednotlivých médií. Tyto vlastnosti jsou nezbytnou součástí pro zjištění celkového přestupu tepla. V našem případě mají na přestup tepla největší vliv rychlosti v trubkovém a mezitrubkovém prostoru. Cílem výpočetní části je získat takový výkon výměníku, aby překročil požadovaný teplotní tok potřebný k ohřevu druhého média na danou teplotu.

Výměník tepla je zařízení pro výměnu energie. V případě této bakalářské práce se jedná o využití spalin vzniklých v kotli spalováním plynného paliva na ohřátí spalovacího vzduchu, který se následně využije ke spalovacímu procesu. Příklad z běžného života je například klimatizace automobilů. V zimě výměník využívá teplo, vzniklé prací motoru a ohřívá vzduch proudící do kabiny.

1 Tepelné výměníky

Tepelný výměník je zařízení, které slouží ke změně vnitřní tepelné energie mezi dvěma nebo více teplotními médii za pomoci přenosu tepla. Tyto média mají rozdílnou teplotu a teplo přechází, respektive teplo je odebíráno z teplejšího média médiem chladnějším. V ideálním případě jsou média rozdělena. Teplo je mezi nimi přenášeno teplotní stěnou, ale v některých případech může také dojít ke smíchání těchto médií. Nejenom, že tepelné výměníky jsou v dnešní době nedílnou součástí průmyslu, ale je možné, je potkat i v běžném životě, např. v klimatizacích automobilů a budov [1] [2]. Příklad trubkového výměníku je zobrazen na Obr. 1.1.



Obr. 1.1 Trubkový výměník z titanu Thermex řada 2000T [3].

1.1 Rozdělení

Tepelné výměníky se dělí dle nejrůznějších kritérií: dle konstrukce, přenosu tepla, druhů teplotních látek a jejich směru toku ve výměnících. Dále například podle způsobu přenosu tepla mezi médii a místa použití. Mohlo by se pokračovat dále, ale nyní budou uvedeny jen některé z nich.

1.1.1 Rozdělení dle konstrukce [4]

- trubkové výměníky,
- deskové výměníky,
- svazkové,
- šroubové,
- žebrové,
- bubnové.

1.1.2 Rozdělení dle přenosu tepla [1]

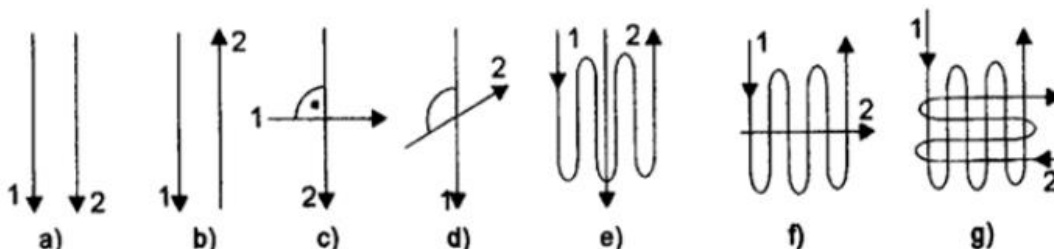
- plyn – kapalina, (např. pára – voda, spaliny – voda),
- kapalina – kapalina, (např. voda – voda),
- plyn – plyn, (např. pára – vzduch, spaliny – pára, spaliny – vzduch).

1.1.3 Rozdělení dle směru toku médií [1] [2]

- souproudé – ohřívající a ohřívané médium proudí rovnoběžně souhlasným směrem,

- protiproudé – proudy směřují opačným směrem,
- křížové – osy obou proudů svírají 90° v kolmém průmětu a jsou mimoběžné,
- se šikmým vzájemným proudem – stejné jako křížové, ale osy svírají úhel buď větší, nebo menší než 90° ,
- kombinované – kombinace již zmíněných typů.

Grafické znázornění směru toků je uvedeno na Obr. 1.2.



Obr. 1.2 Směr proudů: a) souproudý, b) protiproudý, c) křížový, d) šikmý vzájemný, e až g) kombinovaný [4].

1.1.4 Rozdělení dle pracovního pochodu [2] [4]

- rekuperační – teplonosná média odděluje nepropustná stěna, která zamezuje míšení médií. Teplo je přenášeno prostupem tepla přes stěnu,
- regenerační – využívá třetí člen (prostředníka), který akumuluje teplo z prvního média a následně jej předává druhému médiu,
- směšovací – dochází ke smíchání médií. Média vytvářejí homogenní směs. Přenos tepla není zprostředkován teplosměnnou plochou jako u výměníků rekuperačních a regeneračních.

1.1.5 Rozdělení dle použití [2] [4]

- ohříváky – ohřívání média zvyšuje svou teplotu beze změny fáze,
- chladiče – ohřívání média snižuje svou teplotu beze změny fáze,
- výparníky a odparky – médium se mění z kapaliny na plyn,
- kondenzátory – teplejší médium v plynném skupenství se mění na kapalně
- přehříváky a mezipřehříváky (přihříváky) – slouží ke zvyšování teploty syté nebo přehřáté páry,
- sušárny – dodáním tepla se snižuje vlhkost látky v pevné fázi,
- termické odplynováky vody – uvedením vody do bodu varu dojde k vyloučení pohlcených plynů,
- topná tělesa ústředního vytápění – topné médium ohřívá vzduch v jeho okolí.

1.2 Základní požadavky

Na výměníky je kladeno několik požadavků, které si navzájem nemusí vyhovovat, a proto je důležité najít co nejefektivnější a nejekonomičtější kombinaci těchto kritérií, které budou splňovat požadované parametry [2].

1.2.1 Požadavky na výměník [2]

- co nejmenší rozměry, hmotnost a cena,
- co nejmenší tlakové ztráty,
- co nejvyšší provozní spolehlivost.

První a druhý bod požadavků jsou vůči sobě protichůdné, a proto se musí mezi nimi hledat kompromis. Podmínka pro vysokou spolehlivost výměníku je již určena konstrukčním řešením, ale také minimální poruchovostí a snadnou údržbou [2].

1.2.2 Požadavky na teplotonosné látky (média)

Volbou správného média se zabývá pouze v případě, kdy není určeno systémem. Vhodnou volbou lze dosáhnout zlepšení funkcionality výměníku tepla. Požadavky dle zdroje [2] jsou:

- nízká viskozita a s ní související tlakové ztráty při proudění,
- velká měrná tepelná kapacita,
- vysoký součinitel tepelné vodivosti a přestupu tepla,
- kompatibilita média s materiálem, čemuž odpovídá nízká agresivita, která zapříčiňuje korozi,
- co nejnižší cena,
- dostatečný výskyt v biosféře.

Ze souhrnného hlediska tyto požadavky nejlépe splňuje voda nebo vodní pára. Nicméně vlastnosti vody a vodní páry mohou zapříčinit korozi materiálu nebo vznik nánosu solí na výhřevné ploše [2].

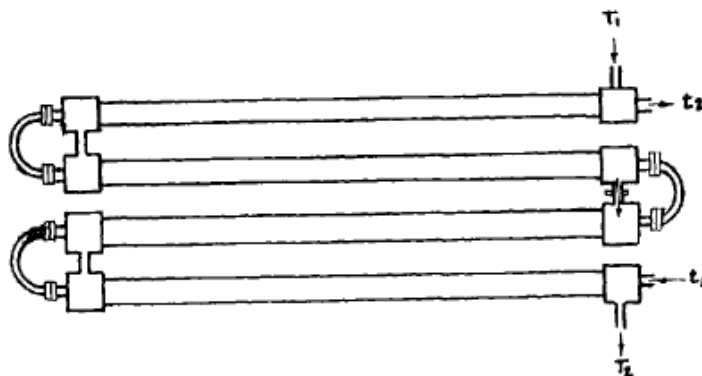
1.3 Trubkové výměníky

Trubkové výměníky jsou vyrobeny z kruhových trubek. Jedno médium protéká uvnitř trubek a druhé protéká vně trubky. Teplo většinou přechází z média uvnitř trubky na médium vně trubky. U trubkových výměníků lze snadno změnit jejich počet, průměr, délku, uspořádání nebo rozteč mezi trubkami. Z toho vyplývá, že jejich návrh je velmi variabilní a lze je tak konstruovat dle daných požadavků [5]. Trubkové výměníky je možné rozdělit podle zdroje [5] na:

- dvoutrubkový výměník,
- plášťový trubkový výměník,
- spirálový trubkový výměník.

1.3.1 Dvoutrubkový výměník

Charakteristický dvoutrubkový výměník je uveden na Obr. 1.3. Jedná se o výměník, který se skládá ze dvou soustředných trubek. Jedna trubka je uvnitř druhé o větším průměru. Tok médií je zásadně protiproudý. Tyto trubky se můžou spojovat sériově nebo paralelně, což zajišťuje četné využití [5]. Jednou z výhod je také jednoduchá výroba, snadná údržba a případná výměna poškozené trubky [2]. Na druhou stranu nevýhodou dvoutrubkových výměníků je, že jsou objemné a drahé na jednotku přenosové plochy. Hlavním využitím těchto výměníků je ohřívání nebo chlazení procesních kapalin [5].



Obr. 1.3 Dvoutrubkový výměník tepla [1].

1.3.2 Plášťový trubkový výměník

Nejpoužívanější trubkový výměník. V průmyslu se využívá více než 90 % těchto výměníků [1]. Plášťový trubkový výměník je tvořen ze svazku kulatých trubek, které jsou namontovány ve válcovém plášti a jsou rovnoběžné s jeho osou. Jedno médium proudí v trubkách a druhé v prostoru mezi pláštěm a trubkami buď podélně, nebo skrz trubky [5]. Díky velmi bohaté škále zavedených postupů pro návrh z nejrůznějších materiálů a typů, bývají první volbou. Vyrábějí se v nejrůznějších velikostech a stylech. Nejpoužívanější typy provedení a typy svazků plášťových trubkových výměníků dle [1]:

- Plášťový trubkový výměník s rovnými trubkami.

Nejpopulárnější typ plášťových výměníků. Rovné trubky jsou na obou koncích upevněny do desek (trubkovnic). Tyto trubkovnice jsou pevně připojeny k plášti. Díky tomu jsou těsnící spoje minimalizovány, což vede ke snadnější údržbě. Čištění trubek je velice snadné. Tento typ výměníku lze navrhnout také s odklápěcími kryty [1].

- Plášťový trubkový výměník s U – trubkami.

Nejméně nákladný typ provedení výměníků [5]. Využívají se trubky s malým průměrem a tloušťkou stěny. Tyto výměníky mají malou hmotnost. Svazky trubek velmi dobře využívají prostor pláště a jsou odnímatelné. Trubky se díky této konstrukci mohou volně rozpínat, a proto nevnikají problémy s teplotními dilatacemi [1] [2]. Nevýhodou U-trubek je jejich mechanické čištění. Vnitřní prostor trubek se obtížně čistí, je však možné chemické čištění [1]. Dále nelze vyměnit jednotlivé trubky při poruše [2].

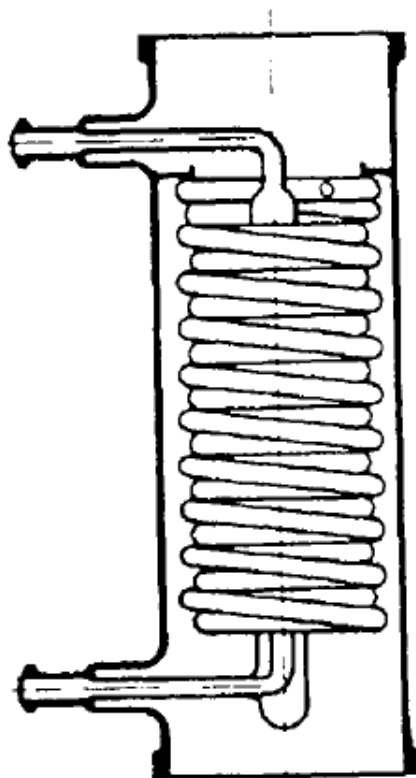
- Plášťový trubkový výměník s plovoucí hlavou.

Skládá se ze stacionární desky a jedné plovoucí desky, která se přizpůsobuje tepelné roztažnosti trubek [1]. Svazek trubek je díky plovoucí hlavě možné vyjmout, což usnadňuje opravy. Výměník s plovoucí hlavou se využívá při větších teplotních tocích. Nejpoužívanější média jsou pára–voda a voda–voda [2].

1.3.3 Spirálový trubkový výměník.

Je tvořen ze spirálovitě vinuté trubky, která je uložena v plášti [5]. Tyto spirály mohou být vinuty i ve více řadách [2]. Výroba vinuté trubky je technologicky jednoduchá ale velice náročná na vynaloženou práci při navíjení trubek, což vede ke zvýšení průměru pláště a tím se nevyužije celkový prostor uvnitř. Výroba není levná z důvodu ceny materiálu a při opravě se

musí nahradit celá trubka [1] [2]. Výhodou tohoto typu výměníku je využití čistého protiproudu při zachování příčného obtékání trubek média na vnější straně [2]. Příklad spirálového trubkového výměníku lze vidět na Obr. 1.4.

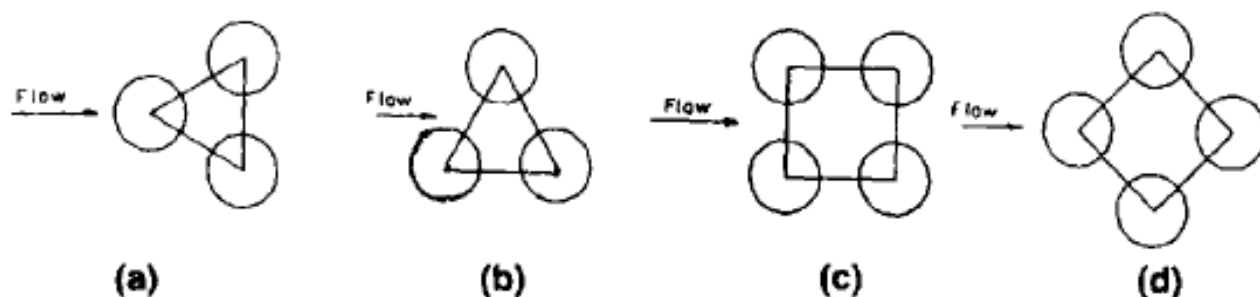


Obr. 1.4 Spirálový trubkový výměník tepla [1].

1.4 Geometrické parametry trubek výměníků

1.4.1 Uspořádání trubek

Uspořádání trubek je navrhováno tak, aby uvnitř pláště bylo co nejvíce trubek k dosažení maximální oblasti přenosu tepla. Někdy je také zvoleno takové uspořádání, aby bylo možné trubky čistit [1]. Rozteč trubek se běžně volí v intervalu $1,25-1,5d_2$ (nesmí ale být menší než $d_2+6\text{ mm}$) [2]. Na Obr. 1.5 jsou zobrazeny čtyři standardní typy uspořádání trubek.



Obr. 1.5 Uspořádání a vzory rozložení trubek (a) - 30° , (b) - 60° , (c) - 90° , (d) - 45° [1].

1.4.2 Průměr trubek

Průměr trubek je určen vnějším průměrem a tloušťkou stěny trubky. Trubky s menším průměrem mají vyšší koeficient přestupu tepla, ale trubky s větším průměrem se lépe čistí a jsou odolnější [1]. Vnitřní průměr trubek by se měl pohybovat mezi 12–30 mm [2].

1.4.3 Tloušťka trubky

Tloušťka stěny trubky se volí po zkoušce vnitřního a vnějšího tlaku na stěnu. Tlak však nemusí být rozhodující, a proto se používají další kritéria. Těmi jsou: dostatečná rezerva proti korozi, tření a opotřebení způsobeno prouděním, axiální pevnost, standardizované rozměry a náklady [1]. Tloušťka stěn se nejčastěji pohybuje v rozmezí 1,5–5 mm [2].

1.4.4 Délka trubky

Pokud je dána povrchová plocha, je nejekonomičtější výměník s dlouhými trubkami a malým průměrem pláště [1], ale trubky nemají přesahovat délku 6 m [2].

2 Stechiometrický výpočet

Jak je již zmíněno v úvodu, bude se v této práci počítat výměník spaliny – vzduch, respektive převod zbytkové energie (tepla) spalin na spalovací vzduch. Pro výpočet přestupu tepla je nezbytné znát charakteristické vlastnosti obou médií, pro jejichž určení slouží právě stechiometrický výpočet.

2.1 Zadané hodnoty

- Chemické složení paliva viz Tab. 2.1,

Tab. 2.1 Chemické složení paliva.

Prvek	CO ₂	CO	H ₂	CH ₄	N ₂	O ₂
%	17	12	13	4	53,5	0,5
ω	0,17	0,12	0,13	0,04	0,535	0,005

- průtok spalovacího vzduchu $V_{\text{vzduch}} = 35 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{hod}$,
- vstupní teplota spalin $t_{11} = 200 \text{ }^\circ\text{C}$,
- součinitel přebytku vzduchu $\alpha = 1,3$,
- vstupní teplota ohřívaného vzduchu $t_{21} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$,
- průtok ohřívaného vzduchu $V_{\text{Ovzduch}} = 21 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{hod}$,
- průměr spalinovodu $D = 300 \text{ mm}$.

2.2 Množství a složení spalin

Výpočet spalin vychází ze stechiometrických rovnic. Minimální množství kyslíku na 1 m³ plynného paliva při $\alpha = 1$ se určí dle rovnice [2],

$$V_{O_2 \min} = 0,4997 \times (\omega H_2 + \omega CO) + 0,9995 \times \left(X + \frac{Y}{4}\right) \times \omega C_x H_y - \omega O_2 =$$

$$= 0,4997 \times (0,13 + 0,12) + 0,9995 \times \left(1 + \frac{4}{4}\right) \times 0,04 - 0,005 = 0,2 \frac{m_{O_2}^3}{m_{pal}^3}. \quad (2.1)$$

Díky tomu, že $\alpha > 1$, platí při spalování plynných paliv stejné vztahy jako při spalování tuhých či kapalných paliv [2].

Z vypočítaného minimálního množství kyslíku se vypočítá minimální objem suchého vzduchu. Složení suchého vzduchu (atmosférický): 21,00 % O₂, 78,05 % N₂, 0,92 % Ar, 0,003 % CO₂.

$$V_{\text{vz min}}^S = 4,76 \times V_{O_2 \min} = 4,76 \times 0,2 = 0,952 \frac{m_{\text{vz}}^3}{m_{\text{pal}}^3}. \quad (2.2)$$

Následně se stanoví hodnota minimálního objemu vlhkého vzduchu, kde je pro běžné podmínky 20 °C a vlhkost 70 % koeficient $f = 1,016$ [2].

$$V_{\text{vz min}} = f \times V_{\text{vz min}}^S = 1,016 \times 0,952 = 0,967 \frac{m_{\text{vz}}^3}{m_{\text{pal}}^3}. \quad (2.3)$$

Po vynásobení součinitele přebytku vzduchu a objemu vlhkého vzduchu se získá skutečné množství vzduchu.

$$V_{vz} = \alpha \times V_{vz \min} = 1,3 \times 0,967 = 1,257 \frac{m_{vz}^3}{m_{pal}^3}. \quad (2.4)$$

Pro určení skutečného objemu spalin je nejdříve potřeba určit minimální objem spalin, kde $\alpha = 1$. Ten se určí součtem minimálních objemů suchých a vlhkých spalin [2].

$$V_{S \min} = V_{ss \min} + V_{H_2O \min} = V_{CO_2 \min} + V_{N_2 \min} + V_{Ar \min} + V_{O_2 \min} + V_{H_2O \min}. \quad (2.5)$$

$$\begin{aligned} V_{CO_2 \min} &= \omega_{CO_2} + 0,9937 \times (\omega_{CO} + X \omega_{C_x H_y}) + 0,003 \times V_{vz \min}^S = \\ &= 0,17 + 0,9937 \times (0,12 + 1 \times 0,04) + 0,003 \times 0,952 = 0,329 \frac{m_{CO_2}^3}{m_{pal}^3}, \end{aligned} \quad (2.6)$$

$$\begin{aligned} V_{N_2 \min} &= \omega_{N_2} + 0,7805 \times V_{vz \min}^S = \\ &= 0,535 + 0,7805 \times 0,952 = 1,278 \frac{m_{N_2}^3}{m_{pal}^3}, \end{aligned} \quad (2.7)$$

$$\begin{aligned} V_{Ar \min} &= \omega_{Ar} \times 0,0092 \times V_{vz \min}^S = \\ &= 0 + 0,0092 \times 0,952 = 0,009 \frac{m_{Ar}^3}{m_{pal}^3}, \end{aligned} \quad (2.8)$$

$$\begin{aligned} V_{H_2O \min} &= \omega_{H_2O} + \omega_{H_2} + \frac{Y}{2} \omega_{C_x H_y} + (f - 1) \times V_{vz \min}^S = \\ &= 0 + 0,13 + \frac{4}{2} \times 0,04 + (1,016 - 1) \times 0,952 = 0,225 \frac{m_{H_2O}^3}{m_{pal}^3}. \end{aligned} \quad (2.9)$$

Výsledné objemy jednotlivých spalin se dosadí do rovnice (2.5).

$$V_{S \min} = 0,329 + 1,278 + 0,009 + 0,225 = 1,841 \frac{m_{sp}^3}{m_{pal}^3}.$$

Skutečný objem spalin na $1m^3$ paliva se získá z rovnice,

$$\begin{aligned} V_S &= V_{S \min} + (\alpha - 1) \times V_{vz \min} = \\ &= 1,841 + (1,3 - 1) \times 0,967 = 2,131 \frac{m_{sp}^3}{m_{pal}^3}. \end{aligned} \quad (2.10)$$

Skutečné objemy jednotlivých složek spalin se vypočítají součtem minimálního objemu složky a procentuálním zastoupení dané složky v přebytku suchého vzduchu. V případě vlhkých spalin součtem s přebytkem ve vlhkém vzduchu.

$$\begin{aligned} V_{CO_2} &= V_{CO_2 \min} + (\alpha - 1) \times 0,0003 \times V_{vz \min}^S = \\ &= 0,329 + (1,3 - 1) \times 0,0003 \times 0,952 = 0,329 \frac{m_{CO_2}^3}{m_{pal}^3}, \end{aligned} \quad (2.11)$$

$$\begin{aligned} V_{N_2} &= V_{N_2 \min} + (\alpha - 1) \times 0,7805 \times V_{vz \min}^S = \\ &= 1,278 + (1,3 - 1) \times 0,7805 \times 0,952 = 1,502 \frac{m_{N_2}^3}{m_{pal}^3}, \end{aligned} \quad (2.12)$$

$$\begin{aligned} V_{Ar} &= V_{Ar \min} + (\alpha - 1) \times 0,0092 \times V_{vz \min}^S = \\ &= 0,009 + (1,3 - 1) \times 0,0092 \times 0,952 = 0,012 \frac{m_{Ar}^3}{m_{pal}^3}, \end{aligned} \quad (2.13)$$

$$\begin{aligned} V_{O_2} &= V_{O_2 \min} + (\alpha - 1) \times 0,21 \times V_{vz \min}^S = \\ &= 0 + (1,3 - 1) \times 0,21 \times 0,952 = 0,06 \frac{m_{O_2}^3}{m_{pal}^3}, \end{aligned} \quad (2.14)$$

$$\begin{aligned} V_{H_2O} &= V_{H_2O \min} + (\alpha - 1) \times (f - 1) \times V_{vz \min}^S = \\ &= 0,225 + (1,3 - 1) \times (1,016 - 1) \times 0,952 = 0,23 \frac{m_{H_2O}^3}{m_{pal}^3}. \end{aligned} \quad (2.15)$$

2.3 Základní vlastnosti spalín

Jednotlivé složky spalín mají odlišné fyzikální a transportní vlastnosti. Pro určení těchto vlastností spalín musejí být známy objemové a hmotnostní koncentrace jednotlivých složek spalín. Objemové koncentrace se vyjádří rovnicí [6],

$$x_i = \frac{V_i}{V_S}, \quad (2.16)$$

kde V_i je objem jedné složky.

Hmotnostní koncentrace se získá z rovnice [6],

$$\omega_i = \frac{M_i \times x_i}{M_c}, \quad (2.17)$$

kde M_c je celková molární hmotnost a M_i molární hmotnost jednoho prvku.

$$M_c = \sum_i^n M_i \times x_i. \quad (2.18)$$

Tab. 2.2 Objemové a hmotnostní koncentrace jednotlivých složek spalín.

Prvek	CO ₂	N ₂	Ar	O ₂	H ₂ O
x_i	0,155	0,705	0,005	0,028	0,108
ω_i	0,23	0,667	0,007	0,03	0,066

- Teplota rosného bodu

veškeré charakteristiky jak pro spaliny, tak pro vzduch se počítají pro jejich střední teplotu. Vzhledem k tomu, že počáteční teplota je známá, je potřeba určit výstupní teplotu spalin. Ta nesmí být menší než teplota rosného bodu, jelikož by docházelo k nežádoucí kondenzaci vody a následné zvýšené korozi. Saturační teplota je dána vztahem [7],

$$t_r = t_k + \frac{\beta \times \sqrt[3]{S_r}}{1,05^{4,19 \times X \times Ar}}, \quad (2.19)$$

kde S_r je redukovaný obsah síry v palivu. V tomto případě se $S_r = 0$, což vede k vypadnutí druhého členu rovnice. Teplota t_k je teplota kondenzace vodní páry při parciálním tlaku čisté vodní páry. Parciální tlak získáme z rovnice ze zdroje [7],

$$p_p = x_{H_2O} \times p_{at} = 0,108 \times 101325 = 10,924 \text{ kPa}, \quad (2.20)$$

kde atmosférický tlak za normálních podmínek $p_{at} = 101325 \text{ Pa}$.

Následně z tabulek ze zdroje [6] pro vodní páru se vypočítá pomocí interpolace teplota odpovídající pro parciální tlak čisté vodní páry.

$$t_r = t_k = 47,5 \text{ °C}.$$

Tato teplota rosného bodu je určena pro ideální okolní podmínky. Vzhledem k tomu, že výměník se bude nacházet v proměnlivém prostředí tzn. Změna vlhkosti vzduchu, teploty atd. je nutné tuto teplotu zvýšit. Zvoleno

$$t_r = 82 \text{ °C}.$$

Nyní je již snadné vypočítat střední teplotu spalin pomocí rovnice,

$$t_{s_sp} = \frac{t_{11} + t_r}{2} = \frac{200 + 82}{2} = 141 \text{ °C}. \quad (2.21)$$

- Hustota,

jak již bylo zmíněno, veškeré vlastnosti spalin se počítají pro střední teplotu. Hustota se získá pomocí interpolace hodnot uvedených v tabulkách [6], pro každý prvek obsažený ve spalinách.

Tab. 2.3 Hustota jednotlivých složek spalin.

Prvek	CO ₂	N ₂	Ar	O ₂	H ₂ O
$\rho \text{ [kg/m}^3\text{]}$	1,312	0,835	1,192	0,954	0,432

Následně se pomocí hmotnostní koncentrace určí celková hustota spalin dle rovnice,

$$\begin{aligned} \rho_{sp} &= \rho_{CO_2} \times \omega_{CO_2} + \rho_{N_2} \times \omega_{N_2} + \rho_{Ar} \times \omega_{Ar} + \rho_{O_2} \times \omega_{O_2} + \rho_{H_2O} \times \omega_{H_2O} = \\ &= 1,312 \times 0,23 + 0,835 \times 0,667 + 1,192 \times 0,007 + 0,954 \times 0,03 + \\ &\quad + 0,432 \times 0,066 = 0,925 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}. \end{aligned} \quad (2.22)$$

- Tepelná kapacita,

z tabulek [8] se získají hodnoty jednotlivých složek spalín pro jejich střední teplotu za konstantního tlaku.

Tab. 2.4 Tepelná kapacita jednotlivých složek spalín.

Prvek	CO ₂	N ₂	Ar	O ₂	H ₂ O
c _p [J/kgK]	933,99	1045,95	520,65	900,75	1920,12

Tepelná kapacita spalín se vypočítá dle rovnice,

$$\begin{aligned}
 c_{p_{sp}} &= c_{p_{CO_2}} \times \omega_{CO_2} + c_{p_{N_2}} \times \omega_{N_2} + c_{p_{Ar}} \times \omega_{Ar} + c_{p_{O_2}} \times \omega_{O_2} \\
 &\quad + c_{p_{H_2O}} \times \omega_{H_2O} = \\
 &= 933,99 \times 0,23 + 1045,95 \times 0,667 + 520,65 \times 0,007 + 900,75 \times 0,03 \\
 &\quad + 1920,12 \times 0,066 = 1069 \frac{J}{kgK}.
 \end{aligned} \tag{2.23}$$

- Dynamická viskozita,

z tabulek [6] a [8] se určí jednotlivé hodnoty dynamické viskozity pro složky spalín při střední teplotě.

Tab. 2.5 Dynamická viskozita jednotlivých složek spalín.

Prvek	CO ₂	N ₂	Ar	O ₂	H ₂ O
$\eta \times 10^{-6}$ [Pa × s]	19,882	22,521	29,032	26,346	14,18

Hodnoty se dosadí do vzorce ze zdroje [6],

$$\eta_{sp} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i \times \eta_i \times \sqrt{M_i}}{\sum_{i=1}^n x_i \times \sqrt{M_i}} = 21,55 \times 10^{-6} \text{ Pa} \times \text{s}. \tag{2.24}$$

- Kinematická viskozita,

tato hodnota se vypočítá pomocí vzorce z literatury [9],

$$\vartheta_{sp} = \frac{\eta_{sp}}{\rho_{sp}} = \frac{21,55 \times 10^{-6}}{0,925} = 23,3 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s}. \tag{2.25}$$

- Součinitel tepelné vodivosti,

hodnoty se určí z tabulek [8]. Není zde hodnota tepelné vodivosti vody. Ta se získá pomocí vzorce ze zdroje [6],

$$\begin{aligned}
 \lambda_{H_2O} &= (18,5 \times 5,87 \times 10^{-2} \times t_{ssp} + 1,04 \times 10^{-4} \times t_{ssp}^2 - \\
 &\quad - 4,51 \times 10^{-8} \times t_{ssp}^3 \times 10^{-3}) = \\
 &= (18,5 \times 5,87 \times 10^{-2} \times 141 + 1,04 \times 10^{-4} \times 141^2 - \\
 &\quad - 4,51 \times 10^{-8} \times 141^3 \times 10^{-3}) = 0,029 \frac{W}{mK}.
 \end{aligned} \tag{2.26}$$

Tab. 2.6 Součinitel tepelné vodivosti jednotlivých složek spalín.

Prvek	CO ₂	N ₂	Ar	O ₂	H ₂ O
λ [W/mK]	0,0262	0,0334	0,0223	0,0352	0,029

Celková tepelná vodivost spalín se vypočítá pomocí vzorce z literatury [6],

$$\lambda_{sp} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i \times \frac{\lambda_i}{\sqrt{M_i}}}{\sum_{i=1}^n \frac{x_i}{\sqrt{M_i}}} = 0,032 \frac{W}{mK}. \quad (2.27)$$

2.4 Tepelná bilance

Tepelná bilance výměníku pomůže určit dvě neznáme veličiny potřebné pro návrh výměníku, respektive teplo, které musí být výměník schopný přenést z jednoho média na druhé a teplotu vzduchu na výstupu. Tepelná bilance je dána rovnicí ze zdroje [2],

$$\dot{Q} = \dot{M}_{sp} \times c_{p_{sp}} \times (t_{11} - t_r) \times \eta = \dot{M}_{vz} \times c_{p_{vz}} \times (t_{22} - t_{21}), \quad (2.28)$$

kde \dot{M}_{sp} a \dot{M}_{vz} jsou hmotnostní toky spalín a vzduchu. Ty se určí ze zadaných objemových toků. Všechny teploty jsou známy až na teplotu t_{22} . Teplota t_{22} je teplota ohřívaného spalovacího vzduchu na výstupu výměníku. Konstanta η je tepelná účinnost. Ta je však při praktických výpočtech $\eta = 1$ [2]. Jediná zbývajících neznámá hodnota je objemový tok spalín. Ten se získá ze skutečného množství vzduchu vypočítaného v podkapitole 2.2. Rovnice pro objemový tok spalín,

$$\dot{V}_{sp} = \frac{\dot{V}_{vzduch}}{V_{vz}} = \frac{35}{1,257} = 27,844 \frac{m^3}{hod}. \quad (2.29)$$

Nyní se vypočítá hmotnostní tok spalín pomocí rovnice,

$$\dot{M}_{sp} = \dot{V}_{sp} \times \rho_{sp} = 27,844 \times 0,925 = 25,756 \frac{kg}{hod}. \quad (2.30)$$

Tepelný tok je tedy

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= \dot{M}_{sp} \times c_{p_{sp}} \times (t_{11} - t_r) = \\ &= \frac{25,756}{3600} \times 1069 \times (200 - 82) = 902,323 W. \end{aligned}$$

Výpočet teploty t_{22} je o něco komplikovanější vzhledem k tomu, že vlastnosti vzduchu se určují pro střední teplotu. Proto se výpočet zjednoduší i za cenu nepřesností a použijí se hodnoty hustoty a tepelné kapacity pro vstupní teplotu vzduchu 20 °C. Tyto hodnoty se získají interpolací z tabulek ze zdroje [6],

$$\rho_{vz} = 1,224 \frac{kg}{m^3}, \quad (2.31)$$

$$c_{p_{vz}} = 1004,2 \frac{J}{kgK}. \quad (2.32)$$

Následně se určí hmotnostní tok vzduchu.

$$\dot{M}_{vz} = \dot{V}_{ovzduch} \times \rho_{vz} = 21 \times 1,224 = 25,696 \frac{kg}{hod}. \quad (2.33)$$

Z tepelné bilance se vyjádří teplota t_{22} .

$$t_{22} = \frac{\dot{Q}}{c_{p_{vz}} \times \dot{M}_{vz}} + t_{21} = \frac{902,323}{1004,2 \times \frac{25,696}{3600}} + 20 = 145,888 \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (2.34)$$

2.5 Základní vlastnosti ohříváního spalovacího vzduchu

Jak bylo zmíněno, vlastnosti vzduchu se počítají pro střední teplotu. Tedy

$$t_{s_{vz}} = \frac{t_{22} + t_{21}}{2} = 82,944 \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (2.35)$$

Hodnoty jednotlivých vlastností se určí interpolací z tabulek ze zdroje [6]. Jedná se o běžný vzduch, jehož složení je zmíněno v podkapitole 2.2.

- Hustota vzduchu,

$$\rho_{vz} = 1,005 \frac{kg}{m^3}, \quad (2.36)$$

- tepelná kapacita,

$$c_{p_{vz}} = 1009 \frac{J}{kgK}, \quad (2.37)$$

- kinematická viskozita,

$$\vartheta_{vz} = 21,35 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s}, \quad (2.38)$$

- dynamická viskozita,

tato hodnota se vypočítá pomocí vzorce ze zdroje [9],

$$\eta_{vz} = \vartheta_{vz} \times \rho_{vz} = 21,35 \times 10^{-6} \times 1,005 = 21,46 \times 10^{-6} Pa \times s, \quad (2.39)$$

- součinitel tepelné vodivosti,

$$\lambda_{vz} = 0,03 \frac{W}{mK}. \quad (2.40)$$

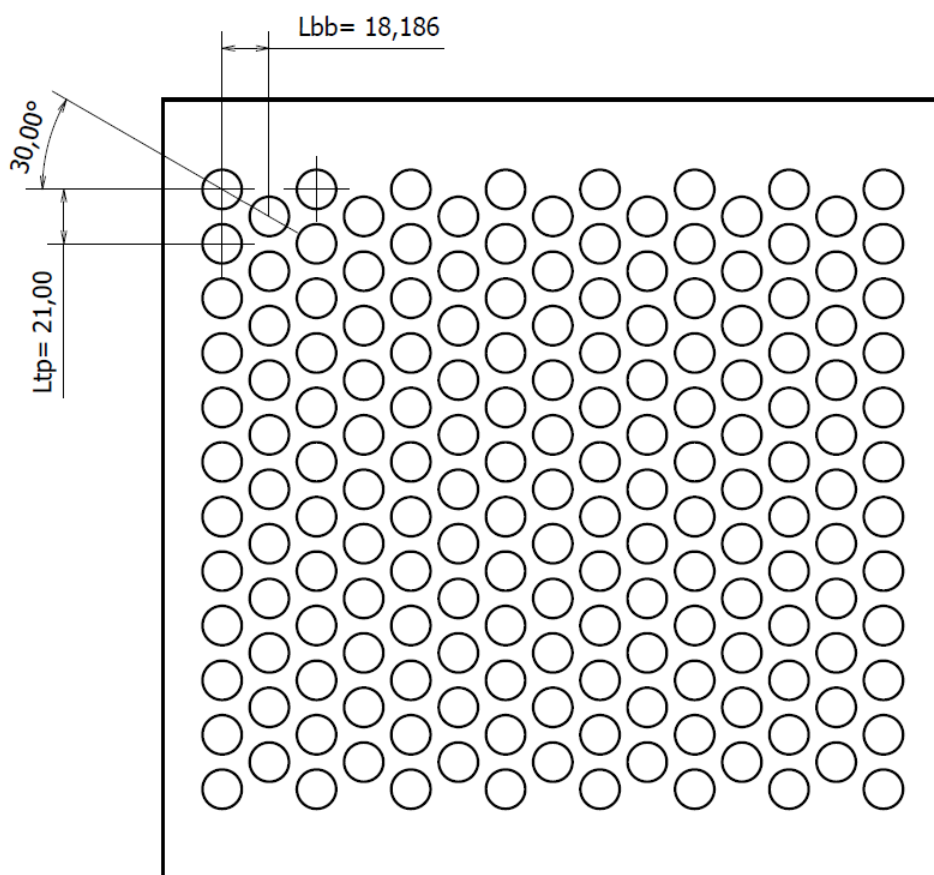
3 Návrh výměníku

Tato kapitola se nejprve zabývá geometrií trubek výměníku a následně přestupem tepla v trubkovém a mezitrubkovém prostoru. Z těchto hodnot se určí součinitel přestupu tepla a výkon výměníku. Tento výkon musí dosáhnout stejné nebo vyšší hodnoty, než je požadovaný tepelný tok pro ohřátí druhého média na teplotu t_{22} v podkapitole 2.4.

3.1 Geometrie trubek

Na geometrii a rozložení trubek závisí rychlost proudění médií. Ta se projeví v přestupu tepla, jelikož na ní závisí Reynoldsovo číslo, a fakt, jestli se jedná o laminární nebo turbulentní proudění. Tato geometrie se optimalizuje a hledá se varianta, kde celkový přestup tepla bude největší, čímž se rozumí co nejlepší využití potenciálu výměníku.

Rozměr trubkovnice byl zvolen 300 x 300 mm a úhel mezi trubkami 30°. Po určitém počtu iterací vyšly nejlepší hodnoty přestupu tepla při zvolení těchto parametrů. Vnitřní průměr trubek $d_{in} = 12$ mm a tloušťka stěny trubek $\delta = 1,5$ mm. Z toho vychází celkový průměr trubky $d = 15$ mm. Počet trubek $N = 173$ a jejich délka $l_t = 0,5$ m. Rozteč trubek je zvolena $L_{tp} = 21$ mm a vzdálenost středů trubek v ose x $L_{pp} = 18,186$ mm vychází z rozteče a úhlu mezi trubkami. Vůle od horního okraje $p_1 = 27$ mm a dolního okraje $p_2 = 15,198$ mm. Výsledná geometrie a rozložení trubek je zobrazen na Obr. 3.1.



Obr. 3.1 Geometrie rozložení trubek výměníku.

3.2 Přestup tepla v trubkovém prostoru

V trubkách proudí spaliny, to znamená, že se budou využívat hodnoty vypočítané v podkapitole 2.3. Základem výpočtu přestupu tepla je určit Nusseltovo číslo. Nejprve se však musí vypočítat Reynoldsovo a Prandtlovo číslo, protože právě na těchto dvou hodnotách je

závislé Nusseltovo číslo. Jak je již zmíněno, Reynoldsovo číslo je závislé na rychlosti. Rychlost se vypočítá rovnicí ze zdroje [9],

$$w_1 = \frac{\dot{V}_{sp}}{S_1}, \quad (3.1)$$

kde S_1 je průtočný průřez neboli plocha, již proudí spaliny. Dle vzorce z literatury [9],

$$S_1 = \frac{\pi \times d_{in}}{4} \times \frac{N}{1} = 0,02 \text{ m}^2. \quad (3.2)$$

Rychlost spalin uvnitř trubek je

$$w_1 = \frac{\frac{27,844}{3600}}{0,02} = 0,395 \frac{\text{m}}{\text{s}}.$$

Rychlost plynných médií by se měla pohybovat mezi 10 až 15 m/s [2]. Nicméně na rychlosti v trubkách je závislá rychlost mezi trubkami. Prodloužením rozteče se dosáhne snížení počtu trubek a také průtočného průřezu, což vede ke zvýšení rychlosti v trubkovém prostoru. Když se však zvýší rozteč, zvětší se mezitrubkový prostor, a to vede ke snížení rychlosti v mezitrubkovém prostoru.

Výpočet Reynoldsova a Prandtlova čísla ze zdroje [9] vychází z rovnic,

$$Re_1 = \frac{w_1 \times d_{in}}{\vartheta_{sp}} = \frac{0,395 \times 0,012}{23,3 \times 10^{-6}} = 203,51 [-], \quad (3.3)$$

kde d_{in} je charakteristický rozměr. Vzhledem k tomu, že $Re_1 < 1600$ se podle zdroje [1] jedná o laminární proudění.

$$Pr_1 = \frac{c_{p_{sp}} \times \eta_{sp}}{\lambda_{sp}} = \frac{1069 \times 21,55 \times 10^{-5}}{0,032} = 0,728 [-]. \quad (3.4)$$

Nusseltovo číslo spalin pro laminární proudění se určí rovnicí z literatury [9],

$$Nu_1 = \left(\frac{0,19 \times (Re_1 \times Pr_1 \times y_1)^{0,8}}{1 + 0,117(Re_1 \times Pr_1 \times y_1)^{0,467}} + 3,65 \right) \times y_2, \quad (3.5)$$

kde y_1 je součinitel, který započítává vliv nátok média do trubky a y_2 je korekční faktor, který zohledňuje změnu látkových vlastností kapaliny v mezní vrstvě [9].

$$y_1 = \frac{d_{in}}{l_t} = \frac{0,012}{0,5} = 0,024. \quad (3.6)$$

V případě plynů se korekční faktor $y_2 = 1$ dle zdroje [9].

Dosazením do rovnice pro Nusseltovo číslo se získá,

$$Nu_1 = \left(\frac{0,19 \times (203,51 \times 0,728 \times 0,024)^{0,8}}{1 + 0,117(203,51 \times 0,728 \times 0,024)^{0,467}} + 3,65 \right) \times 1 = 4,083.$$

Součinitel přestupu tepla v trubkovém prostoru je dán rovnicí z literatury [9],

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \times \lambda_{sp}}{d_{in}} = 10,767 \frac{W}{m^2 K}. \quad (3.7)$$

3.3 Přestup tepla v mezitrubkovém prostoru

Pro určení hodnoty přestupu tepla jsou potřeba vlastnosti vzduchu, proudícího v mezitrubkovém prostoru, spočítány v podkapitole 2.5. Postup výpočtu je stejný jako v případě trubkového prostoru. Nusseltovo číslo dle zdroje [10] se určí rovnicí,

$$Nu_2 = C_2 \times Re_2^m \times Pr_2^{\frac{1}{3}}. \quad (3.8)$$

Rovnice pro Reynoldsovo číslo je dána ze zdroje [9],

$$Re_2 = \frac{w_2 \times L_{pp}}{\vartheta_{vz}}. \quad (3.9)$$

Rychlost mezi trubkami se počítá pro nejmenší průtočnou plochu. Dle zdroje [10] se vypočítá ze vzorce,

$$w_2 = \frac{L_{tp}}{L_{tp} - d} \times w_{in}, \quad (3.10)$$

kde w_{in} je rychlost vzduchu při vstupu do mezitrubkového prostoru. Jelikož je znám objemový tok vzduchu, lze snadno rychlost dopočítat vztahem,

$$w_{in} = \frac{\dot{V}_{Ovzduch}}{S_2}, \quad (3.11)$$

kde S_2 je průtočná plocha.

$$S_2 = D \times l_t = 0,3 \times 0,5 = 0,15 \text{ m}^2. \quad (3.12)$$

Zpětným dosazováním do rovnic se získá,

$$w_{in} = \frac{21}{\frac{3600}{0,15}} = 0,039 \frac{m}{s},$$

$$w_2 = \frac{0,021}{0,021 - 0,015} \times 0,039 = 0,136 \frac{m}{s},$$

$$Re_2 = \frac{0,136 \times 0,018186}{21,35 \times 10^{-6}} = 115,964 [-].$$

Dle Reynoldsova čísla je zřejmé, že se jedná o laminární proudění. Konstanty C_2 a m ve vzorci pro Nusseltovo číslo se určují také podle Reynoldsova čísla. Jsou to konstanty pro kruhové, příčně obtékané trubky. Jejich hodnoty jsou podle zdroje [10] rovny $C_2 = 0,683$ a $m = 0,466$ viz Tab. 3.1.

Tab. 3.1 Konstanty pro příčně obtékané kruhové trubky [10].

Re	C	m
0,4 – 4	0,989	0,330
4 – 40	0,991	0,385
40 – 4000	0,683	0,466
4000 – 40 000	0,193	0,618
40 000 – 400 000	0,027	0,805

Prandtlovo číslo se určí dle vzorce ze zdroje [9],

$$Pr_2 = \frac{c_{p_{vz}} \times \eta_{vz}}{\lambda_{vz}} = \frac{1009 \times 21,53 \times 10^{-6}}{0,03} = 0,733 [-]. \quad (3.13)$$

Nyní jsou známy všechny hodnoty pro výpočet Nusseltova čísla. Tedy

$$Nu_2 = 0,683 \times 115,964^{0,466} \times 0,733^{\frac{1}{3}} = 5,643 [-].$$

Součinitel přestupu tepla v mezitrubkovém prostoru je dán rovnicí z literatury [9],

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \times \lambda_{vz}}{L_{pp}} = \frac{5,643 \times 0,03}{0,018186} = 9,156 \frac{W}{m^2 K}. \quad (3.14)$$

3.4 Součinitel prostupu tepla

Jedná se o součinitel určující přestup tepla z jednoho média na druhé oddělené stěnou [2]. V tomto případě jde o válcovou stěnu, kde se zvolil nerezový materiál. Součinitel tepelné vodivosti nerez je $\lambda_{nerez} = 22,5 \text{ W/Km}$.

Součinitel přestupu tepla válcovou stěnou je určen rovnicí ze zdroje [2],

$$k_L = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_1 \times d_{in}} + \frac{1}{2 \times \lambda_{nerez}} \times \ln\left(\frac{d}{d_{in}}\right) + \frac{1}{\alpha_2 \times d}} =$$

$$= \frac{\pi}{\frac{1}{10,767 \times 0,012} + \frac{1}{2 \times 22,5} \times \ln\left(\frac{0,015}{0,012}\right) + \frac{1}{9,151 \times 0,015}} = 0,209 \frac{W}{mK}. \quad (3.15)$$

3.5 Výkon výměníku

Jak již bylo zmíněno v úvodu kapitoly, výkon výměníku musí dosahovat hodnoty požadovaného tepelného toku (výkonu) z podkapitoly 2.4 a je určen rovnicí ze zdroje [2],

$$\dot{Q}_V = l_c \times k_L \times \Delta t, \quad (3.16)$$

kde Δt je střední teplotní spád (LMTD). Dle zdroje [1] se LMTD získá pomocí rovnice

$$\Delta t = \frac{(t_r - t_{21}) - (t_{11} - t_{22})}{\ln\left(\frac{(t_r - t_{21})}{(t_{11} - t_{22})}\right)} = \frac{(82 - 20) - (200 - 152,262)}{\ln\left(\frac{(82 - 20)}{(200 - 152,262)}\right)} = 57,996 \text{ K}. \quad (3.17)$$

Dále l_c je celková délka všech trubek dohromady. Vypočítá se vztahem,

$$l_c = N \times l_t = 173 \times 0,5 = 86,5 \text{ m}. \quad (3.18)$$

Dosazením do původní rovnice se získá výkon výměníku.

$$\dot{Q}_V = 0,5 \times 173 \times 0,209 \times 57,996 = 1048,318 \text{ W}.$$

3.6 Tlakové ztráty

3.6.1 Tlakové ztráty v trubkovém prostoru

Výpočet tlakových ztrát v trubkovém prostoru dle zdroje [9],

$$\Delta p_1 = \Delta p_{t1} + \Delta p_{m1} + \Delta p_{h1}, \quad (3.19)$$

kde: Δp_{t1} jsou tlakové ztráty způsobené třením,
 Δp_{m1} jsou tlakové ztráty místní, vyvolané místními odpory,
 Δp_{h1} jsou tlakové ztráty ve vstupním a výstupním hrdle.

- Tlakové ztráty třením,

$$\Delta p_{t1} = \lambda_{11} \times \frac{\rho_{sp} \times w_1^2}{2} \times N_{ch1} \times z_1 \times z_2, \quad (3.20)$$

kde λ_{11} je ztrátový součinitel vyjádřen rovnicí pro $Re_1 < 2320$,

$$\lambda_{11} = \frac{64}{Re_1} = \frac{64}{204,138} = 0,314 [-]. \quad (3.21)$$

N_{ch1} je počet chodů v trubkovém prostoru výměníku. V tomto případě se jedná o jednochodý. Tedy $N_{ch1} = 1$.

Součinitel z_1 je dán rovnicí,

$$z_1 = \frac{l_t}{d_{in}} = \frac{0,5}{0,012} = 41,667 [-]. \quad (3.22)$$

Změna dynamické viskozity v mezní vrstvě se určí korekčním faktorem z_2 . V případě plynů je faktor z_2 vyjádřen rovnicí,

$$z_2 = \left(\frac{t_{s_sp\ s}}{t_{s_sp}} \right)^a, \quad (3.23)$$

kde $a = 0,8$ pro laminární proudění při směru tepelného toku z trubkového prostoru a $t_{s_sp\ s}$ je střední teplota stěny trubky. Tato teplota se vypočítá po vytknutí ze vzorce,

$$\dot{Q}_V = A_1 \times \alpha_1 \times (t_{s_sp\ s} - t_{s_sp}), \quad (3.24)$$

kde A_1 je teplosměnná plocha na vnitřní straně trubek.

$$A_1 = 2 \times \pi \times \frac{d_{in}}{2} \times l_c = 2 \times \pi \times \frac{0,012}{2} \times 86,5 = 3,261 \text{ m}^2. \quad (3.25)$$

Vytknutá střední teplota stěny trubky z rovnice (3.24) je rovna,

$$t_{s_sp\ S} = t_{s_sp} - \frac{\dot{Q}_V}{A_1 \times \alpha_1} = 141 - \frac{1048,318}{3,261 \times 10,767} = 111,142 \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (3.26)$$

Zpětným dosazením do rovnice (3.23) se získá,

$$z_2 = \left(\frac{111,142}{141} \right)^{0,8} = 0,942.$$

Nyní již lze dopočítat tlakové ztráty způsobené třením. Tedy

$$\Delta p_{t1} = 0,314 \times \frac{0,925 \times 0,395^2}{2} \times 1 \times 41,667 \times 0,942 = 0,889 \text{ Pa}. \quad (3.27)$$

- Místní tlakové ztráty,

$$\Delta p_{m1} = (\xi_{11} \times N_{ch1} + \xi_{12} \times (N_{ch1} - 1)) \times \frac{\rho_{sp} \times w_1^2}{2}, \quad (3.28)$$

kde $\xi_{11} = 0,7$ je ztrátový součinitel místního odporu pro vstup a výstup z trubek trubkového svazku a $\xi_{12} = 0,4$ je ztrátový součinitel místního odporu pro ohyb proudu v komoře.

Dosazením se získá

$$\Delta p_{m1} = (0,7 \times 1 + 0,4 \times (1 - 1)) \times \frac{0,925 \times 0,395^2}{2} = 0,123 \text{ Pa}.$$

- Tlakové ztráty v hrdlech,

$$\Delta p_{h1} = \xi_{13} \times \frac{\rho_{sp} \times w_1^2}{2}, \quad (3.29)$$

kde $\xi_{13} = 2$ pro laminární proudění.

$$\Delta p_{h1} = 2 \times \frac{0,925 \times 0,395^2}{2} = 0,144 \text{ Pa}.$$

Celková tlaková ztráta v trubkovém prostoru je,

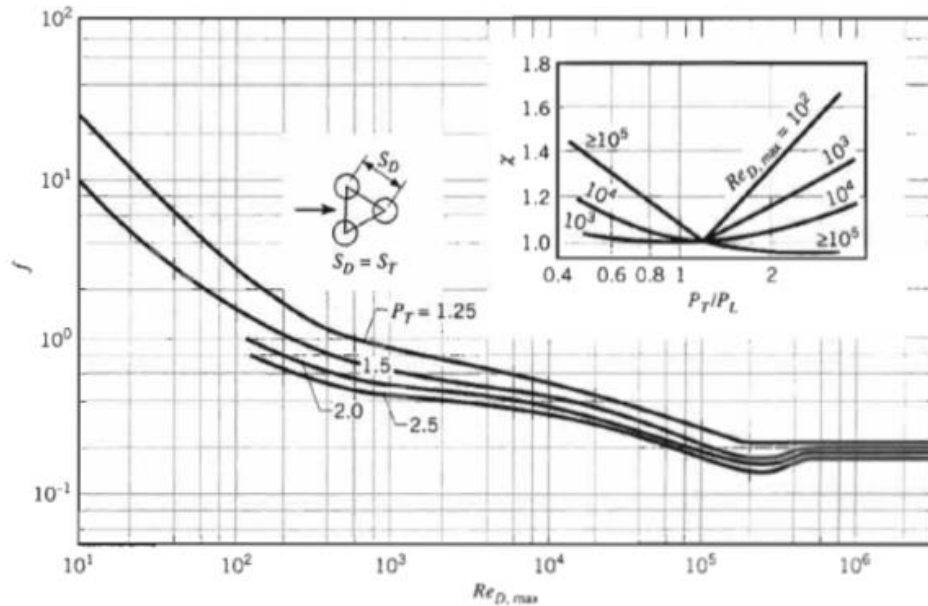
$$\Delta p_1 = 0,892 + 0,123 + 0,144 = 1,156 \text{ Pa}.$$

3.6.2 Tlakové ztráty v mezitrubkovém prostoru

Výpočet tlakových ztrát v mezitrubkovém prostoru dle zdroje [10] je dán vztahem,

$$\Delta p_2 = N_L \times X \times \left(\frac{\rho_{vz} \times w_2^2}{2} \right) \times f, \quad (3.30)$$

kde N_L je počet sloupců trubek. Tedy podle Obr. 3.1 $N_L = 15$. Koeficient X a f se určí podle grafu na Obr. 3.2.



Obr. 3.2 Graf pro určení koeficientů pro tlakové ztráty v mezitrubkovém prostoru [10].

Nejprve se vypočítají pomocné hodnoty, které lze nalézt v grafu na Obr. 3.2. Tedy

$$P_L = \frac{L_{pp}}{d} = \frac{0,018186}{0,015} = 1,212 [-], \quad (3.31)$$

$$P_T = \frac{L_{tp}}{d} = \frac{0,021}{0,015} = 1,4 [-], \quad (3.32)$$

$$\frac{P_T}{P_L} = 1,155 [-]. \quad (3.33)$$

Nyní již lze vyčíst z grafu, že $f = 70$. U hodnoty X je vidět, že se řídí podle hodnoty Re_2 . Ta je však v tomto případě velmi malá a pohybuje se hodně pod křivkou pro $Re_D = 10^3$. Proto se tato hodnota zvolila $X = 1$. To zapříčiní vyšší tlakové ztráty, což v tomto případě nevádí, akorát bude tato hodnota naddimenzovaná. Dosazením do rovnice pro tlakové ztráty v mezitrubkovém prostoru se dostane vztah,

$$\Delta p_2 = 15 \times 1 \times \left(\frac{1,005 \times 0,136^2}{2} \right) \times 70 = 9,777 \text{ Pa}.$$

3.7 Celkové konstrukční řešení

Ze zadání je znám průměr jak vstupního, tak výstupního spalínovodu, který je 300 mm. Tento spalínovod je rozšířen do kornoutu obdélníkového tvaru o rozměrech 303 x 300 mm. Trubky přivádějící a odvádějící spalovací vzduch jsou stejně tvarované jako u spalínovodu, ale s kornoutem o rozměrech 303 x 500 mm. Z horní a spodní strany je plášť výměníku tvořen plechem o rozměrech 300 x 500 mm. Uvnitř výměníku jsou dvě trubkovnice čtvercového tvaru s délkou strany 300 mm a tloušťkou 5 mm. Veškeré zmíněné části, až na trubkovnice, mají tloušťku 1,5 mm. Jednotlivé díly jsou k sobě svařeny. Celková váha se pohybuje kolem 70,35 kg. Váha je uvažována bez svarů a je odhadována pomocí programu Inventor.



Obr. 3.3 Navržený výměník tepla spaliny – vzduch.

ZÁVĚR

Tato práce se zabývala návrhem trubkového výměníku tepla. Zadáním byla řešena výměník tepla, tepelný a hydraulický výpočet a základní konstrukční výkres. V řešební části bylo uvedeno rozdělení výměníků a požadavky při jejich konstrukci. Dále se blíže popsaly některé typy trubkových výměníků a definovaly se jejich klady a zápory. Nakonec se rozebraly geometrické parametry trubek.

Tepelnému a hydraulickému výpočtu předcházela stechiometrický výpočet. Nejprve se určilo skutečné množství vzduchu, potřebné ke spálení 1 m^3 paliva $V_{vz} = 1,257 m_{vz}^3 / m_{pal}^3$. Pomocí této hodnoty se vypočítal celkový objem spalin na 1 m^3 paliva $V_s = 2,131 m_{vz}^3 / m_{pal}^3$. Následně se definovaly objemy jednotlivých spalin, díky kterým se určily jejich charakteristické vlastnosti pro střední teplotu spalin. Výpočet charakteristických vlastností vzduchu byl jednodušší a to proto, že se střední teplota určila pomocí hodnot uvažovaných pro vstupní hodnoty vzduchu, a ne střední teplotu. Všechny tyto vlastnosti byly nalezeny v tabulkách, opět pro střední teplotu ohřívání vzduchu. Ve stechiometrickém výpočtu se počítalo s dokonalými plyny a nezapočítávaly se okolní vlivy. Při výpočtu střední teploty ohřívání spalovacího vzduchu se vycházelo ze vstupních hodnot vzduchu. Tyto skutečnosti vedou k odchýlení od reálných charakteristických vlastností, ale je třeba mít na paměti, že tento výpočet je teoretický.

Na začátku tepelného výpočtu byla nejdříve definována geometrie trubek. Ze zadaných objemových toků nelze namodelovat geometrii výměníku tak, aby rychlosti splňovaly kritéria pro plynná média. Rychlosti vyšly velmi malé a to $w_1 = 0,395 \text{ m/s}$ pro trubkový prostor a $w_2 = 0,136 \text{ m/s}$ pro mezitrubkový prostor.

Výsledné hodnoty přestupu tepla spalin $\alpha_1 = 10,767 \text{ W/m}^2\text{K}$ a vzduchu $\alpha_2 = 9,156 \text{ W/m}^2\text{K}$ jsou závislé na rychlostech médií a z tohoto důvodu vyšly velmi malé. Pomocí těchto hodnot a tepelné vodivosti nerez se vypočítal celkový součinitel přestupu tepla válcovou stěnou $k_L = 0,209 \text{ W/mK}$. Následný výpočet výkonu výměníku $\dot{Q}_V = 1048,318 \text{ W}$ přesahuje hodnotu potřebného tepelného toku $\dot{Q} = 902,323 \text{ W}$ pro ohřev vzduchu na výstupní teplotu $t_{22} = 145,888 \text{ }^\circ\text{C}$. Tento výkon je lehce předimenzovaný. Je to z důvodu zajištění funkčnosti, protože výkon se bude postupem času snižovat z důvodu zanášení spalinami a celkovým opotřebením.

U tlakových ztrát by nastal problém v případě překročení tlaku způsobeného ventilátory, které vhání vzduch a spaliny do výměníku. Tlakové ztráty vyšly pro trubkový prostor $\Delta p_1 = 1,156 \text{ Pa}$ a pro mezitrubkový prostor $\Delta p_2 = 9,777 \text{ Pa}$. Tyto hodnoty jsou opravdu zanedbatelné a je to opět z důvodu malých rychlostí teplosměnných látek jak v trubkovém, tak v mezitrubkovém prostoru.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] KUPPAN, Thulukkanam. *Heat exchanger design handbook*. New York: Marcel Dekker, 2000. Mechanical engineering (Marcel Dekker, Inc.). ISBN 0-8247-9787-6.
- [2] BALÁŠ, Marek. *Kotle a výměníky tepla*. Vydání třetí. Brno: Akademické nakladatelství CERM s.r.o. Brno, 2019, 131 s. ISBN 978-80-214-5769-0.
- [3] BMC – TECH [online]. [cit. 2021-04-20]. Dostupné z: <https://bmc-tech.cz/c261-vymeniky-tepla-thermex>
- [4] Energetika ČVUT [online]. [cit. 2021-03-11]. Dostupné z: <http://energetika.cvut.cz/wp-content/uploads/PRO1-n%C3%A1vrh-v%C3%BDm%C4%9Bn%C3%ADku.pdf>
- [5] KAKAÇ, Sadik a Hongtan LIU. *Heat exchangers: selection, rating, and thermal design*. 2nd ed. Boca Raton: CRC Press, 2002, 501 s. ISBN 0-8493-0902-6.
- [6] POLESNÝ, Bohumil. *Termodynamická data pro výpočet tepelných a jaderných energetických zařízení*. Brno: Ediční středisko VUT, 1990, 213 s. ISBN 80-214-0160-5.
- [7] BUDAJ, Florian. *Parní kotle: Podklady pro tepelný výpočet*. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1973, 194 s.
- [8] VŠCHT Praha [online]. [cit. 2021-04-15]. Dostupné z: <https://uchi.vscht.cz/studium/tabulky>
- [9] STEHLÍK, Petr, Josef KOHOUTEK a Jan NĚMČANSKÝ. *Tepelné pochody: výpočet výměníku tepla*. Brno: VUT Brno, 1991, 129 s. ISBN 80-214-0363-2.
- [10] Incropera, F. P., & DeWitt, D. P. (2002). *Fundamentals of heat and mass transfer*. New York: J. Wiley. ISBN 978-0-470-05554-0.

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Veličina	Jednotka
\dot{V}_{sp}	Objemový tok spalin	$\frac{m^3}{s}$
\dot{V}_{vz}	Objemový tok vzduchu	$\frac{m^3}{s}$
t_{11}	Teplota spalin na vstupu	$^{\circ}C$
t_r	Teplota rosného bodu	$^{\circ}C$
t_{21}	Teplota vzduchu na vstupu	$^{\circ}C$
t_{22}	Teplota vzduchu na výstupu	$^{\circ}C$
t_{s_sp}	Střední teplota spalin	$^{\circ}C$
t_{s_vz}	Střední teplota vzduchu	$^{\circ}C$
$t_{s_sp\ s}$	Střední teplota stěny trubky	$^{\circ}C$
ρ_{sp}	Hustota spalin	$\frac{kg}{m^3}$
ρ_{vz}	Hustota vzduchu	$\frac{kg}{m^3}$
c_{p_sp}	Měrná tepelná kapacita spalin	$\frac{J}{kgK}$
c_{p_vz}	Měrná tepelná kapacita vzduchu	$\frac{J}{kgK}$
η_{sp}	Dynamická viskozita spalin	$Pa \times s$
η_{vz}	Dynamická viskozita vzduchu	$Pa \times s$
ϑ_{sp}	Kinematická viskozita spalin	$\frac{m^2}{s}$
ϑ_{vz}	Kinematická viskozita vzduchu	$\frac{m^2}{s}$
λ_{sp}	Tepelná vodivost spalin	$\frac{W}{mK}$
λ_{vz}	Tepelná vodivost vzduchu	$\frac{W}{mK}$
\dot{M}_{sp}	Hmotnostní tok spalin	$\frac{kg}{s}$
\dot{M}_{vz}	Hmotnostní tok vzduchu	$\frac{kg}{s}$
\dot{Q}	Tepelný tok	W
\dot{Q}_V	Výkon výměníku	W
L_{tp}	Rozteč trubek	m
L_{pp}	Vzdálenost středů trubek v ose	m
w_1	Rychlost spalin v trubkovém prostoru	$\frac{m}{s}$
w_2	Rychlost vzduchu v mezitrubkovém prostoru	$\frac{m}{s}$

w_{in}	Rychlost vzduchu při vstupu do mezitrubkového prostoru	$\frac{m}{s}$
S_1	Průtočný průřez trubek	m^2
S_2	Průtočná plocha v mezitrubkovém prostoru	m^2
Re_1	Reynoldsovo číslo v trubkovém prostoru	$[-]$
Re_2	Reynoldsovo číslo v mezitrubkovém prostoru	$[-]$
Pr_1	Prandtlovo číslo v trubkovém prostoru	$[-]$
Pr_1	Prandtlovo číslo v mezitrubkovém prostoru	$[-]$
Nu_1	Nusseltovo číslo v trubkovém prostoru	$[-]$
Nu_2	Nusseltovo číslo v mezitrubkovém prostoru	$[-]$
α_1	Přestup tepla v trubkovém prostoru	$\frac{W}{m^2 K}$
α_2	Přestup tepla v mezitrubkovém prostoru	$\frac{W}{m^2 K}$
k_L	Součinitel přestupu tepla	$\frac{W}{m K}$
Δt	Teplotní spád	$^{\circ}C$
l_c	Celková délka trubek	m
Δp_1	Tlakové ztráty v trubkovém prostoru	Pa
Δp_2	Tlakové ztráty v mezitrubkovém prostoru	Pa
A_1	Teplosměnná plocha stěny trubky	m^2

SEZNAM OBRÁZKŮ

- Obr. 1.1 Trubkový výměník z titanu Thermex řada 2000T [3].
Obr. 1.2 Směr proudu: a) souproudý, b) protiproudý, c) křížový, d) šikmý vzájemný, e až g) kombinovaný [4].
Obr. 1.3 Dvoutrubkový výměník tepla [1].
Obr. 1.4 Spirálový trubkový výměník tepla [1].
Obr. 1.5 Uspořádání vzory rozložení trubek (a) - 30°, (b) - 60°, (c) - 90°, (d) - 45° [1].
Obr. 3.1 Geometrie rozložení trubek výměníku.
Obr. 3.2 Graf pro určení koeficientů pro tlakové ztráty v mezitrubkovém prostoru [10].
Obr. 3.3 Navržený výměník tepla spaliny – vzduch.

SEZNAM TABULEK

- Tab. 2.1 Chemické složení paliva.
- Tab. 2.2 Objemové a hmotnostní koncentrace složek spalín.
- Tab. 2.3 Hustota složek spalín.
- Tab. 2.4 Tepelná kapacita jednotlivých složek spalín.
- Tab. 2.5 Dynamická viskozita jednotlivých složek spalín.
- Tab. 2.6 Součinitel tepelné vodivosti jednotlivých složek spalín.
- Tab. 3.1 Konstanty pro příčně obtékané kruhové trubky [10].

SEZNAM PŘÍLOH

- 1 Návrhový výkres výměníku